

коточных методов штамповки с последующей незначительной обработкой резанием. Возможно также применение высокопроизводительных методов формирования поверхностей дорожек – горячего и холодного накатывания.

Проведенные теоретические исследования показали, что данный передаточный механизм будет обладать теми же преимуществами перед обычными зубчатыми передачами, что и волновые зубчатые передачи. Но безусловным ее преимуществом будет отсутствие гибкого звена.

Выводы.

1. Впервые разработана методика проектирования высокоэкономичных волновых передач с прецессирующим движением.
2. Разработана конструкция привода с ВППТК без избыточных связей.

Список литературы: 1. Маргулис М.В. Снижение материалоемкости машин. – К.: Знание, 1985. – 64с. 2. Игнатищев Р.М. Синусошариковые редукторы. – Мн.: Высш. школа, 1983. – 107с. 3. Маргулис М.В. Разработка конструкции рационального передаточного механизма с промежуточными телами // Захист металургійних машин від поломок. – Маріуполь, 2007. – Вип.10. – С.257–261.

Поступила в редколлегию 23.04.10

УДК 621.833.6

В.А. МАТУСЕВИЧ, гл. конструктор-директор ГП "ХАКБ", г. Харьков
Ю.В. ШАРАБАН, зам. гл. конструктора ГП "ХАКБ"
А.В. ШЕХОВ, с.н.с. НАКУ "ХАИ", г. Харьков
В.Т. АБРАМОВ, к.т.н., доцент НАКУ "ХАИ"

РАВНОПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ В ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА АІ ПО КРИТЕРИЮ МАССЫ

Розглянуто питання оптимізації загальної маси багатоступінчатого планетарного механізму АІ з урахуванням умов рівномірності при згині та контакту. Оптимальний розподіл передаточного відношення механізму по ступеням враховує можливі значення чисел зубців однієї ступені. Наведено результати проектування механізму з чотирма ступенями.

The method of finding of the optimum result mass of planetary transmission АІ from the conditions of the bending strength equal contact strength is considered. The optimum distribution transfer attitude from the area of existence of number of teeth is given. Example planetary transmission with four drives is given.

Постановка проблемы. Одним из основных требований, которому должна удовлетворять конструкция электромеханического привода системы

управления летательного аппарата является минимум значение ее массы. Поэтому в конструкциях приводов применяют многоступенчатые планетарные механизмы, например, типа $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$. Масса такого механизма с учетом конструктивных ограничений зависит от распределения общего передаточного отношения по его ступеням. При этом значения возможных передаточных отношений ступеней механизма выбирают из условий прочности. Применение условий равнопрочности внешних зубчатых зацеплений ступеней механизма обеспечивает наименьшее значение его массы. Следовательно, разработка методики оптимизации массы многоступенчатого планетарного механизма, учитывающей условия равнопрочности его всех зубчатых зацеплений, является актуальной задачей.

Анализ литературы. Минимизации массы планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-3]. В работе [2] приведены примеры определения распределения общего передаточного отношения по ступеням составных планетарных механизмов, обеспечивающие минимум их массы из условий равнопрочности его зубчатых зацеплений. Там же приводятся блок-схемы некоторых алгоритмов, которые применялись автором при решении этих примеров. Однако в этих работах не рассмотрены вопросы реализации методик оптимизации массы механизма, учитывающие ограничения на возможные значения чисел зубьев. Кроме того не исследованы возможности реализации различных конфигураций многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$, выбранные из условий равнопрочности его внешних зубчатых зацеплений.

Цель статьи. Разработка программной методики минимизации суммарной массы многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ с учетом рекомендаций по распределению общего передаточного отношения по его ступеням, обеспечивающего выполнение условий изгибной и контактной равнопрочности его внешних зацеплений. При этом в качестве основы методики выбрана методика, рассмотренная в работе [4].

Раздел. Структурная схема построения многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ с числом ступеней n приведена на рисунке 1,а. Нумерация зубчатых колес в пределах i -ой ступени механизма и формула, по которой определяется ее передаточное отношение u_i , показаны на рисунке 1,б.

В работе [4] рассмотрена методика оптимизации суммарной массы M_Σ многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$, значение которой определяется по формуле

$$M_\Sigma = \frac{\pi \rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left(A_1 + \sum_{i=2}^{n-1} A_i B_i + A_n B_n \right), \quad (1)$$

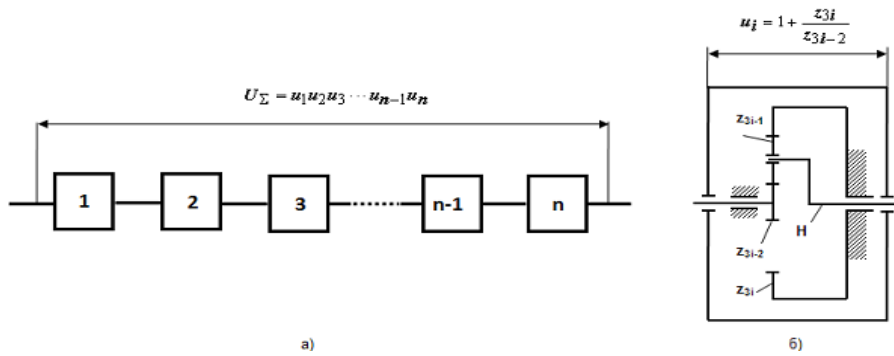


Рисунок 1 – Многоступенчатый планетарный механизм $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$

где $A_i = 1 + k_i \left(\frac{u_i - 2}{2} \right)^2 + n_{Mi} \frac{u_i^2}{4}$, $B_i = \frac{\rho_i b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{\rho_1 b_1 d_1^2}$ – безразмерные коэффициенты; ρ_i , b_{3i-2} , d_{3i-2} – плотность материала, ширина венца и диаметр делительной окружности центрального зубчатого колеса z_{3i-2} i -й ступени механизма; k_i, u_i – число сателлитов и передаточное отношение i -й ступени механизма; n_{Mi} – коэффициент приведения масс корпуса, водила H_i и неподвижного зубчатого колеса z_{3i} к массе условного диска для i -й ступени механизма.

Распространенным вариантом исполнения многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$, который обоснован по экономическим и технологическим причинам, является вариант, когда модули m_i , ширины зубчатых венцов b_i и материалы зубчатых колес ρ_i всех его ступеней выбраны одинаковыми соответственно. В этом случае коэффициенты $B_i = 1$, а прочность механизма достигается за счет величины $b_1 d_1^2$.

В зависимости от условия прочности – изгибной или контактной, из которого определяется допустимое значение $b_1 d_1^2$, получаем из (1) безразмерные суммарные массы при расчете на изгибную прочность $\overline{M}_F = \frac{M_\Sigma}{C_F}$ и кон-

тактную прочность $\overline{M}_H = \frac{M_\Sigma}{C_H}$ соответственно. Вывод формул для вычисления этих масс приведен в [1]. Там же приведены формулы для определения коэффициентов масс C_F и C_H .

Если коэффициенты $B_i = 1$ и приняты условия $k_1 = k_2 = \dots = k_n = k$ и $n_{M1} = n_{M2} = \dots = n_{Mn} = n_M$, то получаем безразмерные суммарные массы при расчете на изгибную и контактную прочности как функции, зависящие только

от распределения передаточных отношений отдельных ступеней u_i . Условия минимизации этих функций за счет распределения передаточных отношений отдельных ступеней u_i показаны в работе [4].

В i -ой ступени рассматриваемого механизма имеем внешнее зацепление зубчатых колес z_{3i-2} и z_{3i-1} , а также внутреннее зацепление зубчатых колес z_{3i-1} и z_{3i} .

Условие изгибной равнопрочности всех внешних зубчатых зацеплений многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$

$$\frac{b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{b_1 d_1^2} = \frac{2T_1 \prod_{j=1}^{i-1} u_j \left(K_{F\beta} K_{Fv} \right)_i \left(\frac{\Omega_F}{k} \right)_i \left(\frac{Y_{FS}}{\sigma_{FP}} \right)_i z_{3i-2}}{2T_1 \left(K_{F\beta} K_{Fv} \right)_1 \left(\frac{\Omega_F}{k} \right)_1 \left(\frac{Y_{FS}}{\sigma_{FP}} \right)_1 z_1} = \frac{z_{3i-2} \prod_{j=1}^{i-1} u_j}{z_1}. \quad (2)$$

Обозначения параметров, входящих в эту формулу, такие же, как и в работе [4].

Полагая материал всех зубчатых колес одинаковым с учетом (2) находим

$$B_i = \frac{z_{3i-2}}{z_1} \prod_{j=1}^{i-1} u_j = a_i \prod_{j=1}^{i-1} u_j. \quad (3)$$

Подставив соотношение (3) в выражение для функции безразмерной массы \overline{M}_F , приведенное в [4], получим

$$\overline{M}_F = \frac{z_1}{k U_\Sigma} \left(A_1 + \sum_{i=2}^n a_i A_i \prod_{j=1}^{i-1} u_j \right). \quad (4)$$

Оптимальные передаточные отношения ступеней $u_{i, \text{опт}}$, при которых безразмерная масса \overline{M}_F будет минимальной, находим из решения следующей системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \overline{M}_F}{\partial u_j} &= 0, j = 1, n-1 \\ u_1 u_2 u_3 \dots u_{n-1} u_n &= U_\Sigma \end{aligned} \right\}. \quad (5)$$

Умножив первое уравнение системы (5) на u_1 , второе на u_2 и т.д., получим

$$u_1 \frac{\partial \overline{M}_F}{\partial u_1} = u_2 \frac{\partial \overline{M}_F}{\partial u_2} = \dots = u_{n-1} \frac{\partial \overline{M}_F}{\partial u_{n-1}}. \quad (6)$$

Из условия (6) находим следующие соотношения

$$\frac{\partial A_i}{\partial u_i} = \frac{a_{i+1}}{a_i} \left(u_{i+1} \frac{\partial A_{i+1}}{\partial u_{i+1}} - A_{i+1} \right), i = 1, n-2. \quad (7)$$

На основе соотношений (7) получим зависимости между передаточными отношениями двух соседних ступеней механизма

$$u_{i+1} = 2 \sqrt{\frac{u_i \frac{k+n_M}{2} + (k+1) \frac{z_{3i+1}}{z_{3i-2}} - k}{(k+n_M) \frac{z_{3i+1}}{z_{3i-2}}}}, i = 1, n-2. \quad (8)$$

С учетом зависимостей (8) система уравнений (5) может быть сведена к системе, состоящей из $n-1$ уравнений. При этом $n-2$ уравнений имеют вид (8) и одно уравнение – последнее уравнение из системы (5).

Таким образом, полученная система уравнений может быть решена при известном значении передаточного отношения одной ступени, например u_1 .

В случае, когда соседние ступени имеют одинаковые передаточные отношения, равные u , из (8) получим его значение

$$u = \frac{z_{3i-2}}{z_{3i+1}} + \sqrt{\left(\frac{z_{3i-2}}{z_{3i+1}} \right)^2 + \frac{4k}{k+n_M} \left(1 - \frac{z_{3i-2}}{z_{3i+1}} \right) + \frac{4}{k+n_M}}, i = 1, n-2. \quad (9)$$

Из (9) следуют следующие соотношения между числами зубьев центральных колес

$$\frac{z_1}{z_4} = \frac{z_4}{z_7} = \dots = \frac{z_{3n-8}}{z_{3n-5}}. \quad (10)$$

Если соотношения (10) равны 1, что равносильно условию $a_2=a_3=\dots=a_{n-1}=1$, то выражение (9) имеет вид

$$u = 1 + \sqrt{1 + \frac{4}{k+n_M}}. \quad (11)$$

Условие контактной равнопрочности всех внешних зубчатых зацеплений многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ задаем в виде

$$\frac{b_{3i-2} d_{3i-2}^2}{b_1 d_1^2} = \frac{0,7 \frac{T_{\text{вых}}}{U_{\Sigma}} u_1 u_2 \dots u_{i-2} u_{i-1} \frac{\Omega_{Hi}}{k_i} \left(\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} Z_E}{\cos^2 \alpha \cdot \text{tg} \alpha_w \cdot \sigma_{HP}^2} \right)_i \frac{u_i}{u_i - 2} (u_1 - 2) \prod_{j=2}^i u_j}{0,7 \frac{T_{\text{вых}}}{U_{\Sigma}} \frac{\Omega_{H1}}{k_1} \left(\frac{K_{H\alpha} K_{H\beta} Z_E}{\cos^2 \alpha \cdot \text{tg} \alpha_w \cdot \sigma_{HP}^2} \right)_1 \frac{u_1}{u_1 - 2}} = \frac{u_i}{u_i}. \quad (12)$$

В формуле (12) обозначение параметров такие же, как и в работе [4].

Подставив соотношения (12) в выражение для функции безразмерной массы \overline{M}_H , которое приведено в работе [4], получим

$$\overline{M}_H = \frac{u_1}{k U_{\Sigma}} \left(\frac{A_1}{u_1 - 2} + \sum_{i=2}^n \frac{A_i}{u_i - 2} \prod_{j=2}^i u_j \right). \quad (13)$$

Оптимальные передаточные отношения ступеней $u_{\text{опт}}$, при которых безразмерная масса \overline{M}_H будет минимальной, получим из решения следующей системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \overline{M}_H}{\partial u_j} &= 0, j = 1, n-1 \\ u_1 u_2 u_3 \dots u_{n-1} u_n &= U_{\Sigma} \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Выполним с системой уравнений (14) действия такие же, как и для системы уравнений (5). В результате получим следующие соотношения

$$\frac{u_i}{u_i - 2} \frac{\partial A_i}{\partial u_i} - 2 \frac{A_i}{(u_i - 2)^2} = \frac{u_{i+1}^2}{u_i - 2} \left(\frac{\partial A_{i+1}}{\partial u_{i+1}} - \frac{A_{i+1}}{u_{i+1} - 2} \right), i = 1, n-2. \quad (15)$$

Соотношения (15) не позволяют найти в явном виде зависимости между передаточными отношениями двух соседних ступеней механизма, как это было получено для изгибной равнопрочности. Поэтому систему уравнений вида (14) следует решать численным способом, учитывая зависимости (15).

Учет зависимостей вида (15) приводит систему (14) к системе $n-1$ уравнений. В этой системе $n-2$ уравнений – соотношения вида (15) и одно уравнение – последнее уравнение системы (14).

Решение полученной системы зависит от значения передаточного отношения одной ступени, например от u_1 .

В работе [3] предложено зависимости (15) аппроксимировать линейными зависимостями вида

$$\Phi(u_i) = 5,3u_i - 5,1; \quad \Phi(u_{i+1}) = 28,8u_{i+1} - 106,5; \quad i = 1, n-2. \quad (16)$$

На основе зависимостей вида (16) для многоступенчатого планетарного механизма получим следующее оптимальное распределение передаточных отношений

$$u_1 = u_2 = \dots = u_{n-1} = 4,3, u_n = \frac{U_{\Sigma}}{4,3^{n-1}}. \quad (17)$$

Рассмотрим решение систем уравнений вида (5) и (14) применительно к

планетарному механизму $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$, имеющему четыре ступени. Требуется найти такие конфигурации механизма, которые обеспечивают наибольшие его передаточные отношения из условий изгибной и контактной равнопрочности соответственно.

Решение поставленной задачи выполнено на основе программной методики, рассмотренной в [4], при следующих исходных данных: число ступеней механизма $n=4$; число сателлитов $k=3$; коэффициент $n_M = 5$; возможные числа зубьев $Z_n=18, Z_e=180$; минимальное число зубьев сателлита $Z2_n=18$; число зубьев неподвижного центрального колеса не превышает $Z3_e=108$; требуемые передаточные отношения выбираются с точностью $\pm 10\%$.

В заданном диапазоне чисел зубьев $Z_n \leq (z_1, z_2, z_3) \leq Z_e$ в соответствии с условиями поиска было найдено всего 262 возможных комбинаций чисел зубьев одной ступени. Наименьшее передаточное отношение одной ступени составило 2,5 ($z_1=72, z_2=18, z_3=108$), а наибольшее – 7 ($z_1=18, z_2=45, z_3=108$) соответственно [4]. Таким образом, наибольшее возможное передаточное отношение четырехступенчатого механизма составило $7^4=2401$, а наименьшее – $2,5^4=39,0625$. С учетом заданного допуска на реализацию передаточного отношения одной ступени получено 26 возможных комбинаций для $u=2,5$ ($2,5 \leq u \leq 2,75$) и 6 комбинаций для $u=7$ ($6,3 \leq u \leq 7$).

Случай изгибной равнопрочности. Рассмотрим конфигурацию механизма для случая $a_2=a_3=1$. В таблице 1 приведены значения передаточных отношений первых трех ступеней, полученные по формуле (8).

Таблица 1

u_1	7	6	5	4	3	2,5
u_2	3,82971	3,55903	3,26599	2,94392	2,58199	2,38048
u_3	2,8855	2,79011	2,68303	2,56018	2,41467	2,32973

Анализ данных, приведенных в таблице 1, показывает, что приемлемым решением выбора передаточного отношения первой ступени является диапазон от 4 до 7. Однако поиск допустимых передаточных отношений трех ступеней удовлетворяющих условию $z_1=z_4=z_7$ и условиям вида (8) не дал положительных результатов. Связано это с тем, что в предпочтительном диапазоне реализации передаточного отношения u_1 и соответственно u_2 и u_3 нет комбинаций допустимых чисел зубьев, в которых было бы одинаковое значение для центральных колес z_1, z_4 и z_7 .

Переходим к рассмотрению конфигурации механизма с условием $a_2 > a_3$. На рисунке 2, а показана зависимость вида (8) для трех различных случаев отношения зубьев центральных колес.

Для номинальных передаточных отношений $u_1=7, u_2=2,422764$ и $u_3=2,5028$ найдены следующие числа зубьев: $z_1=19, z_2=44, z_3=107; z_4=61,$

$z_5=20, z_6=101; z_7=48, z_8=18, z_9=84$. Передаточное отношение четвертой ступени принимаем равным 7, которое реализуется при $z_{10}=18, z_{11}=45, z_{12}=108$. В результате получим $a_2=61/19=3,21053, a_3=48/19=2,52632$ и $a_4=18/19=0,94737$. Общее передаточное отношение механизма составило 339,02558.

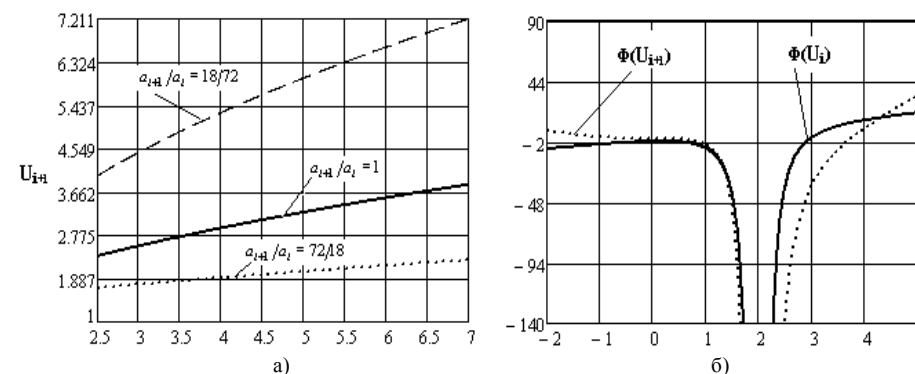


Рисунок 2

Возможность реализации конфигурации механизма с условиями $u_1=u_2=u_3=u$ и $a_2=a_3=1$ проверим по формуле (11)

$$u = 1 + \sqrt{1 + \frac{4}{k + n_M}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{4}{4 + 5}} = 2,22474.$$

Полученное значение передаточного отношения меньше допустимого, равное 2,5, и, следовательно, такая конфигурация механизма не может быть реализована.

Случай контактной равнопрочности. Предварительно исследуем зависимость (15) применительно к первым трем ступеням механизма. Результаты этого исследования приведены в таблице 2. При этом полученные значения передаточных отношений второй и третьей ступени найдены численным способом, исходя из задаваемого передаточного отношения первой ступени.

Таблица 2

u_1	7	6	5	4	3	2,5
u_2	4,80297	4,62884	4,44425	4,22244	3,76346	2,98825
u_3	4,44052	4,36939	4,32968	4,2787	4,15394	3,7529

Поиск допустимых передаточных отношений первых трех ступеней, соответствующих данным первого столбца таблицы 2, показал такие числа зубьев: $z_1=18, z_2=42, z_3=102$ ($u_1=6,66667$); $z_4=18, z_5=27, z_6=72$ ($u_2=5$); $z_7=18, z_8=24, z_9=66$ ($u_3=4,66667$). Передаточное отношение четвертой ступени u_4 принимаем равным 7, которое реализуется при $z_{10}=18, z_{11}=45, z_{12}=108$. В ре-

зультате получим $a_2=18/18=1$, $a_3=18/18=1$ и $a_4=18/18=1$. Общее передаточное отношение механизма составило 1088,89021. Это значение в 2,2 раза меньше максимально возможного, равного 2401.

Условие (15) не зависит от соотношений между коэффициентами a_i . Поэтому первый столбец таблицы может быть реализован при следующих значениях чисел зубьев: $z_1=18$, $z_2=45$, $z_3=108$ ($u_1=7$); $z_4=25$, $z_5=41$, $z_6=107$ ($u_2=5,28$); $z_7=21$, $z_8=30$, $z_9=81$ ($u_3=4,85714$). При $u_4=7$ получим общее передаточное отношение механизма, равное 1256,63926. Но такая конфигурация механизма предполагает применение разных ступеней, что иногда может быть невыгодным решением.

Выводы. На основе результатов, приведенных в работах [3-4], разработана эффективная программная методика минимизации суммарной массы многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$, учитывающая как условия прочности первой ступени, так и условия равнопрочности внешних зубчатых зацеплений всех его ступеней. При этом поиск оптимального распределения общего передаточного отношения механизма по его ступеням учитывает как ограничения на значения чисел зубьев, так и ограничения конфигурационного характера. Условия равнопрочности внешних зубчатых зацеплений многоступенчатого планетарного механизма $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ существенно ограничивают возможные варианты его реализации. Особенно это ограничение проявляется для механизма, имеющего все ступени одинаковой конструкции, рассчитанной из условий изгибной равнопрочности.

Список литературы: 1. Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. – 110с. 2. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т", 2003. – 446с. 3. Абрамов В.Т. Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып.33. – С.202207. 4. Абрамов В.Т., Гетья А.Н, Матусевич В.А., Шехов А.В. Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2009. – Вип.29. – С.45–52.

Поступила в редколлегию 20.04.10

УДК 621.923.5:621.833

В.С. НАДЕИН, к.т.н., доцент КНТУ, г. Кировоград

СИНТЕЗ СТАНОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРИ ШЕВИНГОВАНИИ КОЛЕС С МОДИФИЦИРОВАННЫМ УГЛОМ НАКЛОНА ЗУБЬЕВ

Шевингування евольвентних зубчатих коліс не завжди забезпечує якість обробки із-за порушення спряженості верстатного зацеплення. В статті описано спосіб синтезу параметрів спряженого верстатного зацеплення, який забезпечує високу якість обробки стандартним шевером без модернізації верстата.

Shaving of evolvent of gear-wheels not always provides quality of treatment from violation of conjugating of the machine-tool hooking. The method of synthesis parameters of the conjugating machine-tool hooking, which provides high quality of treatment a standard shaver without modernization of machine-tool is described in the article.

Нагрузочная способность зубчатых передач в большинстве случаев существенно определяет технические характеристики машин и зависит от возможности обеспечения технических требований, предъявляемым к ее звеньям, при обработке.

Обеспечение выполнения технических требований к передаче определяется, в основном, возможностями чистовой обработки зубчатого венца образующих эту передачу зубчатых колес. Шевингование, как метод чистовой обработки, применяют чаще других. Однако качество обработанных шевингованием зубчатых колес не всегда удовлетворяет желанию изготовителей.

Известно несколько способов повышения качества обработки эвольвентных зубчатых колес шевингованием, но они достаточно сложны в применении и не всеми производителями могут быть использованы [1-3].

Одной из существенных причин возникновения погрешностей зубчатого венца эвольвентного колеса, как показано в [4], является несопряженность поверхностей зубьев шевера и колеса на всех проходах, предшествующих последнему чистовому. В этой работе предложен способ повышения точности обработки шевингованием и показаны результаты экспериментальной проверки.

Несмотря на то, что результаты этих экспериментов положительные и подтверждают теоретические предпосылки механизма возникновения и развития погрешностей зубчатого венца, практическая реализация способа [5] в настоящее время требует создания нового оборудования или модернизации существующего.

Вместе с тем, учитывая свойства винтового эвольвентного зацепления и его частного применения – процесса шевингования, – можно разработать еще несколько способов шевингования, позволяющих повысить точность обработки.

Если учесть, что шевингование из всех методов чистовой обработки зубчатых колес самый производительный, менее трудоемкий и менее затратный, то разработка способа шевингования, реализация которого возможна на стан-